

РЕГУЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК В ОПОРАХ РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Балякин В.Б.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В современных турбомашинах используются различные типы опор роторов. Так в малогабаритных быстроходных турбомашинах нашли применение гидро и газостатические опоры. В судовых и стационарных турбокомпрессорных установках нашли широкое применение подшипники скольжения благодаря высокой долговечности и хорошим демпфирующим характеристикам. В качестве опор роторов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) в настоящее время нет альтернативы использованию подшипников качения, благодаря ряду их специфических преимуществ. Так современные авиационные подшипники качения для смазки и охлаждения требуют незначительный объем масла, а при выполнении ряда фигур высшего пилотажа могут вообще обходиться без смазки. Монтажные зазоры в подшипниках качения позволяют обеспечивать работоспособность роторной системы при температурных деформациях корпусов на всех режимах работы двигателя. Недостатком подшипников качения является их низкая демпфирующая способность и маленький диапазон изменения жесткости, в котором при росте осевой нагрузки улучшается работа радиально-упорного подшипника за счет увеличения количества тел качения, находящихся в контакте. Дальнейшее увеличение осевой нагрузки на радиально-упорные подшипники качения с целью изменения жесткости опор является неэффективным, так как это приводит к снижению их долговечности. Поэтому для отстройки резонансных частот роторной системы в опорах роторов ГТД используют опорные элементы в виде упругих втулок. Так например в двигателях Д-30, Д-36, Д-18, ПС-90 и ряде других в качестве упругих элементов используют прорезанные втулки типа "беличьих колес". Такое устройство впервые было предложено академиком П.Л. Капицей при проектировании опор ротора турбодетандера (рис.1) [1]. Изменяя геометрические параметры упругих втулок можно изменять их жесткость и как следствие собственную частоту роторной системы [2]. Набор упругих пластин, свернутых в виде разрезной втулки, применяется в опорах турбин двигателей НК-12 (рис. 2) и НК-8. В ГТД марки "Аллисон" впервые была применена упругая втулка с выступами, выполненными равномерно по окружности на внутренней и наружной образующей поверхности, причем на наружной поверхности со смещением на половину шага. Упругие втулки типа

“Аллисон” нашли широкое применение в опорах двигателей ОКБ Н.Д. Кузнецова, таких как НК - 86 (рис. 3), НК - 22, НК - 93 и других.

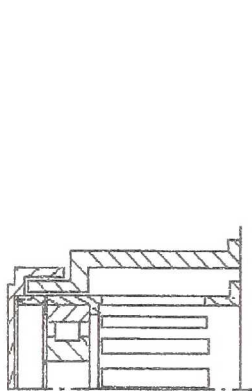


Рисунок 1

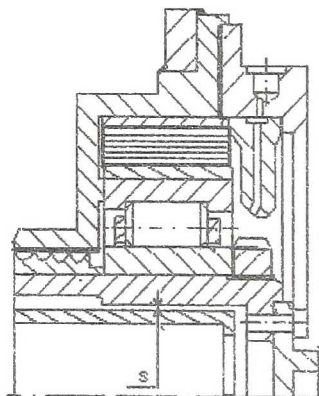


Рисунок 2

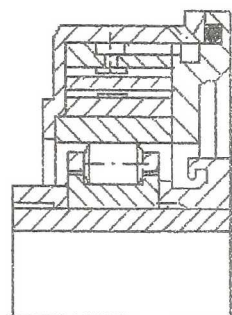


Рисунок 3

Надежность элементов конструкций зависит от вибрационного состояния газотурбинного двигателя. По данным статистики около 70 % отказов в двигателе связаны с поломками усталостного характера. Причиной вибрации является неуравновешенность ротора. С целью снижения уровня вибрации проводится статическая и динамическая балансировка роторов на собственных опорах, однако полностью устранить дисбаланс не удастся, кроме того в процессе работы проявляется температурный и аэродинамический дисбаланс, бороться с которыми весьма сложно. Современные авиационные газотурбинные двигатели в большинстве случаев являются многовальными. Борьба за снижение веса привела к созданию в ГТД тонкостенных податливых конструкций корпусов, оболочек, валов. Валы, соединяющие компрессоры с турбинами, конструктивно располагаются один внутри другого и внутренние валы обычно гибкие, то есть вращающиеся с рабочими частотами, превышающими критические. При прохождении через резонанс амплитуда колебаний этих валов может превысить межвальные зазоры, что приведет к касанию валов и их поломке. Исключить резонансные частоты в рабочем диапазоне оборотов практически не представляется возможным, поэтому для прохождения резонансов используют специальные упругодемпфирующие устройства в опорах роторов.

Для снижения амплитуды колебаний ротора необходимо использовать демпфирующие устройства. В опорах роторов современных газотурбинных двигателей нашли широкое применение гидравлические

демпферы – дроссельные (см. Рис. 2) и гидродинамические (ГДД) (Рис. 4). Правильно спроектированные демпферы значительно снижают амплитуду колебаний ротора и уровень вибрации на корпусе двигателя. Однако если параметры демпфера подобраны не оптимально, то это может привести к увеличению вибрации за резонансом.

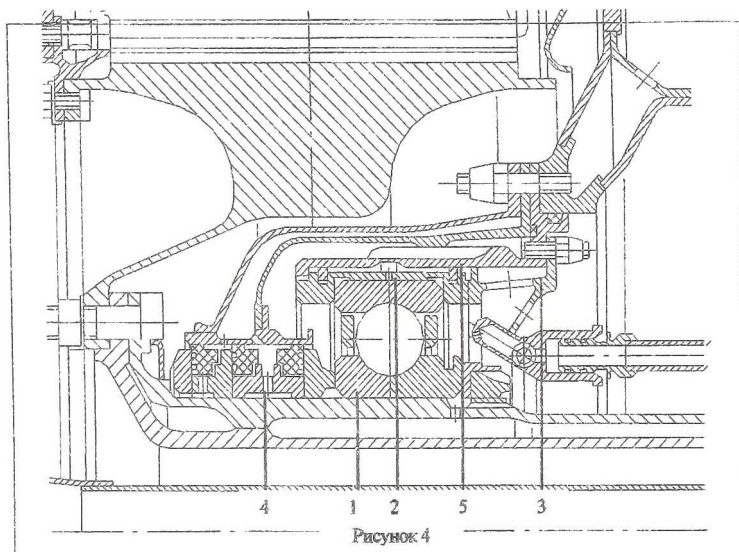


Рисунок 4

Таким образом, необходимо обеспечить соотношение конструктивных параметров демпфера, отвечающих определенным критериям. Оптимизировать конструкцию необходимо при заданной резонансной амплитуде колебаний определенных участков ротора и минимальном уровне вибрации двигателя на рабочем режиме. Первое ограничение обусловлено малыми зазорами между элементами ротора и статора. В авиационных ГТД это - зазоры в лабиринтных уплотнениях или по концам лопаток, в турбокомпрессорных агрегатах - по буртам крыльчаток, в многовальных ГТД между валами. Второе ограничение вызвано накоплением усталостных напряжений в элементах конструкции и возможностью их разрушения.

Еще одним важным конструктивным элементом опоры авиационного двигателя являются уплотнения. В настоящее время широко получили применение лабиринтные и радиально-торцовые контактные уплотнения (РПКУ), однако расходные характеристики таких уплотнений зависят от режима работы двигателя и от его наработки. Существующие в настоящее время конструкции опор роторов двигателей летательных аппаратов (см. рис. 4) и конвертированных из них агрегатов для перекачки жидкости и газов, как правило, включают в свой состав подшипник качения.

ния 1, гидродинамический демпфер 2 с упругим элементом 3, уплотнение 4 и корпус опоры 5, таким образом, работа опоры обусловлена жесткостными характеристиками подшипника, демпфера и корпуса опоры, демпфирующими характеристиками демпфера и расходными характеристиками уплотнения. Существующие конструкции гидродинамических и дроссельных демпферов не обеспечивают в полной мере выбранных критериев оптимизации. Единственным путем обеспечения минимального уровня вибрации во всем диапазоне работы двигателя является использование активных упругодемпфирующих устройств с регулируемыми характеристиками (коэффициентами жесткости -с и демпфирования -d).

Правильно выбранный закон управления жесткостной и демпфирующей характеристикой позволит минимизировать коэффициент передачи усилия - Т, передаваемого с ротора через опору на корпус, как показано толстой линией для предельного случая на графике (рис. 5). Возможны различные законы управления параметрами опоры, например линейный, экспоненциальный, комбинированный и некоторые другие. Так наиболее простым и приемлемым на практике является релейный закон изменения характеристик, например жесткости по частоте (рис. 6). На этом принципе была спроектирована опора турбины двигателя НК-12 (см. рис. 2), где упругая втулка установлена внутри ротора с небольшим зазором величиной S. При разгоне амплитуда колебаний ротора увеличивается, зазор выбирается и жесткость системы ротор - опоры скачкообразно возрастает, уменьшая амплитуду колебаний ротора в районе опоры за счет перехода на кривую 2 амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) (рис. 7). При этом жесткость системы уменьшается до первоначального значения и система пытается возвратиться на кривую 1 АЧХ скачкообразно, однако с ростом амплитуды колебаний ротора в опоре до величины S жесткость опять возрастет. Процесс повторяется до тех пор, пока не будет пройден резонанс и амплитуда колебаний ротора в районе опоры турбины не станет меньше зазора между втулкой и ротором. Таким образом на практике была реализована конструкция системы ротор - опоры ГТД с регулируемой жесткостью. Недостатком такой системы является то, что при прохождении через резонанс имеют место большие амплитуды колебаний ротора, и как следствие - удары упругой втулки о ротор. Совершенно новые возможности открывают регулируемые упругодемпфирующие опоры (УДО) роторов. Это - системы автоматического управления вибрацией объекта с целью снижения ее до заданного уровня в определенных точках двигателя, в заданном диапазоне частот, для определенного класса возбуждающих нагрузок. В качестве возбуждающей в авиационном газотурбинном двигателе рассматривается гармоническая нагрузка от дисбаланса ротора. Объектом регулирования является ротор и присоединенные к нему опоры. Источник информации - параметры вибрационного состояния объекта. Критерий эффективности управления - амплитуда вибрации или другой параметр, характеризующий виброактивность двигателя.

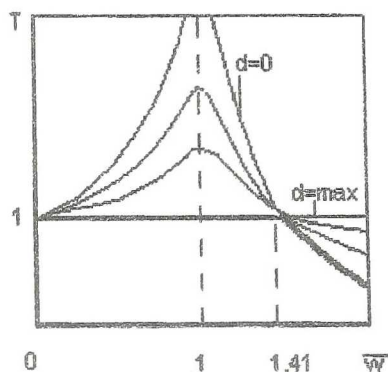


Рисунок 5

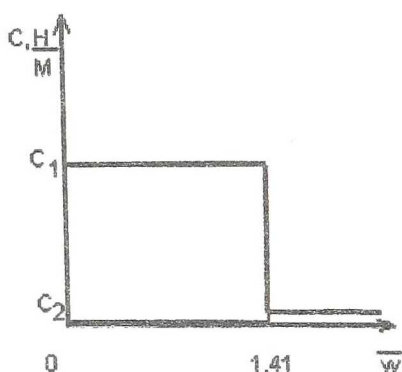


Рисунок 6

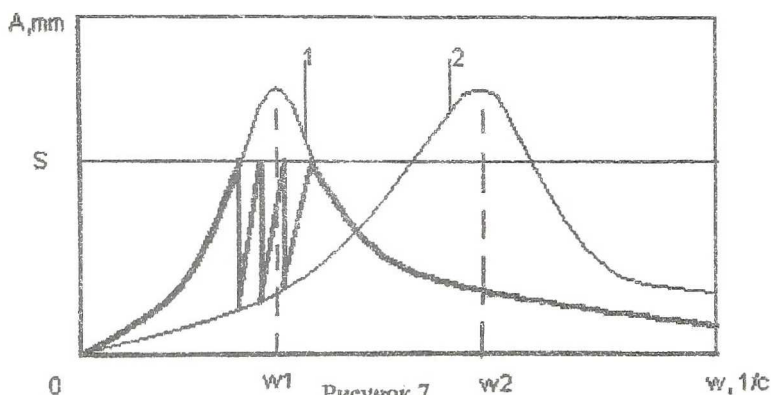


Рисунок 7

Как правило управляемые УДО имеют источники энергии и в зависимости от способа ее использования они могут быть отнесены к трем группам [3]. К первой группе относятся активные упругодемпфирующие опоры, в которых развиваются управляющие силы и перемещения, приложенные непосредственно к изолируемому объекту (ротору) наряду с вынуждающими силами с целью их компенсации. Во вторую группу входят УДО с переменными параметрами, в которых исполнительные устройства воздействуют на пассивные параметры (массу, жесткость, демпфирование), меняя их величину. В третью группу входят УДО с переменной структурой, где изменяются не только параметры, но также

ход и порядок включения различных звеньев. Затраты энергии от внешнего источника в УДО с переменными параметрами и структурой не связаны непосредственно с колебательным процессом и определяются механизмом воздействия на параметры и структуру, в котором можно использовать механические, пневматические, гидравлические, электрические устройства или их комбинации. Такое регулирование будем называть внешним, где алгоритм управления реализуется с помощью систем, в состав которых входят датчики измерения параметров вибрации, блоки формирования сигнала управления и регуляторы параметров. В активных УДО энергия для управляющего воздействия связана с энергией колебания и входит в энергетический баланс. Такое регулирование будем называть с управлением по внутреннему возмущению. Из литературы известны активные виброзащитные системы, управляемые по вибрационному ускорению, скорости, или перемещению источника колебаний или изолируемого объекта. Основным фактором управления является скорость изменения регулируемых параметров, так как при определенных условиях система может быть неустойчивой. Быстродействие системы зависит от вида обратной связи, которая может быть электрической, механической, гидравлической или их комбинацией. Принцип управления по отклонению имеет определенные преимущества, так как не требуется полная информация о возмущениях, а его целью является минимизация цепи управляющего сигнала [3]. Причем для гидродинамических демпферов предпочтительным является управление по относительному смещению втулки вибратора 2 относительно корпуса опоры 5, что соответствует изменению величины демпферного зазора (см. Рис. 4). Обратная связь удобна механического или гидравлического типа по давлению в демпферном зазоре. Принципиально управление характеристиками демпфера может осуществляться свойствами и параметрами рабочей жидкости. Демпфирующая способность ГДД зависит от гидродинамической реакции слоя смазки в демпферном зазоре, которая состоит из вязкостной и инерционной составляющей [1]. Вязкостная составляющая гидродинамической силы обратнопропорциональна вязкости смазки и может регулироваться за счет изменения ее температуры. Температура смазки в демпферном зазоре поддерживается на определенном уровне за счет величины протечек через демпфер. Если демпферный зазор уплотнен по торцам, то протечки организуются либо через зазоры в поршневых металлических уплотнительных кольцах (см. Рис.4), либо выполняют специальные каналы для протока смазки и отвода тепла, выделяющегося при работе демпфера. Расход через такие каналы можно регулировать с целью изменения температуры и вязкости смазки в демпферном зазоре. Однако при снижении вязкости растет инерционная составляющая, что приводит к появлению радиальной составляющей гидродинамической силы, яв-

ляющей аналогом динамической жесткости. Радиальная составляющая гидродинамической силы возникает и при появлении областей кавитации слоя смазки, при этом демпфирующая составляющая гидродинамической силы уменьшается. Области кавитации смазки появляются в том случае, когда давление в слое смазки в области разрежения становится равным давлению насыщающих паров и происходит изменение фазового состояния смазки. Регулировать величину области кавитации, а следовательно величину демпфирующей и жесткостной составляющей гидродинамической силы в определенных пределах можно за счет изменения давления подачи смазки в демпфер [4]. Величина составляющих гидродинамической реакции в демпферном зазоре зависит от режима течения смазки. Наличие турбулентного режима течения смазки увеличивает составляющие гидродинамической реакции слоя [4]. Увеличить область турбулентного режима течения смазки можно за счет специальных турбулизаторов в виде микроуглублений, например обеспечением заданной шероховатости на поверхности деталей, образующих демпферный зазор. Конструктивными методами можно изменять сопротивление на входе в демпферный зазор, что для проточного демпфера приведет к изменению давления подачи, а следовательно и динамических характеристик демпфера. Увеличение сопротивления на выходе из демпферного зазора приводит к смене направления перетекания смазки от осевого к окружному, а следовательно и изменению типа демпфера "короткого" на "длинный", у которого выше демпфирующие и жесткостные характеристики. Регулирование демпфирующих и жесткостных характеристик в опорах роторов может осуществляться и некоторыми другими способами, приведенными на схеме (рис.8) [5]. Работа уплотнения в двигателе связана с работой системы суфлирования. Система суфлирования обеспечивает удаление утечек через уплотнение и обычно настраивается на максимальный режим работы двигателя на испытаниях, что не является оптимальным. Для оптимальной работы уплотнения и системы суфлирования необходимо обеспечить регулирование расходных характеристик в каждой из систем по отдельности или совместно. Постоянство расходных характеристик во времени обеспечивается с высокой степенью точности в газодинамических уплотнениях со спиральными канавками, которые нашли широкое применение в газоперекачивающих агрегатах. В настоящее время разработаны конструкции газодинамических уплотнений со спиральными канавками с регулированием утечек по режимам работы [6]. Регулирование расхода газа через уплотнение обеспечивается за счет изменения величины и формы уплотнительного зазора. Это достигается конструктивными методами и физико-механическими свойствами элементов газодинамического уплотнения со спиральными канавками опор роторов [7].

РЕГУЛИРУЕМЫЕ ДЕМПФЕРЫ

ВИДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

ВНЕШНЕЕ

ВНУТРЕННЕЕ

ЗАКОНЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

ЛИНЕЙНЫЙ

ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНЫЙ

РЕЛЕЙНЫЙ

ПРИНЦИПЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

ПАРАМЕТРАМИ
СМАЗКИ

КОНСТРУКТИВНЫЕ

СХЕМОЙ
ДЕМПФИРОВАНИЯ

ПАРАМЕТРЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

ВЯЗ-
КОСТЬ
СМАЗ-
КИ

ФАЗОВОЕ
СОСТОЯ-
НИЕ
СМАЗКИ

РЕЖИМ
ТЕЧЕНИЯ
СМАЗКИ

СОПРО-
ТИВЛЕНИЕ
НА
ВХОДЕ В
ДЕМПФЕР

ВЕЛИЧИНА
И
ФОРМА
ЗАЗОРА
В
ДЕМПФЕРЕ

СОПРО-
ТИВЛЕНИЕ
НА
ВЫХОДЕ
ИЗ
ДЕМПФЕРА

КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ

Рисунок 8

Список литературы

1. Сергеев С. И. Демпфирование механических колебаний . М. : Физматгиз ,1959 . 408 с.
2. Чегодаев Д.Е., Балякин В.Б., Мелентьев С.М . Активная упруго-демпферная опора.// Тезисы докл. II Всесоюзной НТК "Проблемы виброзащиты машин и приборов ", Иркутск 1989,с.15.
3. Генкин М.Д., Яблонский В.В. Активные виброзащитные системы.- В кн.: Вибронизолирующие системы в машинах и механизмах .М.: Наука, с. 3-11.
4. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Учебное пособие, КуАИ, 1991. 94с.
5. Балякин В.Б., Белоусов А.И., Чегодаев Д.Е. Принципы управления регулируемых гидродинамических демпферов.//Авиационная промышленность, 1988, №4, с 28-29.
6. Балякин В.Б., Фалалеев С.В., Новиков Д.К. Торцовое бесконтактное уплотнение. Патент RU №2099618
7. Фалалеев С.В., Виноградов А.С., Балякин В.Б. Регулирование уплотнений энергетических установок.//Вестник СГАУ, Серия "Проблемы и перспективы развития двигателестроения." 1998, Ч.2, с.79-87.